

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

**Diesel engine with EGR control**

Patentnummer: DE19534770  
Publikationsdatum: 1996-03-21  
Uppfinnare: KIMURA SHUJI (JP)  
Sökande: NISSAN MOTOR (JP)  
Sökt patent: ☒ DE19534770  
Ansökningsnummer: DE19951034770 19950919  
Prioritetsnummer: JP19940223451 19940919  
IPC klassifikation: F02B23/06 ; F02M25/06 ; F02B31/06 ; F02F1/42 ; F02D45/00 ; F02D41/38 ; F02D43/00  
EC klassifikation: F02B23/06 ; F02B31/08A ; F02D35/00D6 ; F02D41/40B ; F02F3/26 ; F02D33/02B  
Ekvivalenter: JP8086251

**Utdrag**

A diesel engine has a device (37) to generate a vortex in a cavity (41) in the crown of each piston and another device to extend the vortex from inside the cavity to the region outside the cavity. The cavity (41) has a diameter which is equal to, or greater than, half the piston diameter. There is a device to vary the combustion temperature, by varying the oxygen content by returning the exhaust gases to the combustion chamber, and a device to retard the ignition of the air-fuel mixture when the combustion temperature is low. The vortex generator comprises a sort of throttle flap with one section removed mounted on a shaft in the intake manifold.

Data från esp@cenet testdatabas - 12

①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Off nl gungsschrift  
⑩ DE 195 34 770 A 1

⑤① Int. Cl.<sup>8</sup>:  
**F 02 B 23/06**  
F 02 M 25/08  
F 02 B 31/06  
F 02 F 1/42  
F 02 D 45/00  
F 02 D 41/38  
F 02 D 43/00

⑳ Aktenzeichen: 195 34 770.6  
㉑ Anmeldetag: 19. 9. 95  
㉒ Offenlegungstag: 21. 3. 96

③① Unionspriorität: ③② ③③ ③①  
19.09.94 JP P 6-223451

⑦① Anmelder:  
Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP

⑦④ Vertreter:  
Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser,  
Anwaltssozietät, 80538 München

⑦② Erfinder:  
Kimura, Shuji, Yokosuka, Kanagawa, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑥④ Dieselmotor

⑥⑦ Wenn in einem Dieselmotor Abgas rückgeführt wird, wird der Zündzeitpunkt des eingespritzten Kraftstoffs entsprechend einer Temperaturveränderung verzögert, außerdem wird in der Verbrennungskammer eine Verwirbelung aufgebaut. Diese Verwirbelung wird hauptsächlich in einem in der Oberseite eines Kolbens ausgebildeten Kolbenhohlraum aufgebaut, jedoch in die Verbrennungskammer außerhalb des Hohlraums erweitert, wenn sich der Kolben nach unten bewegt. Diese Erhöhung der Verwirbelung kann z. B. durch Ausbilden des Hohlraums in zylindrischer Form mit gleichmäßigem Durchmesser erzielt werden. Durch die Verringerung der Verbrennungstemperatur werden Stickoxide im Abgas reduziert, ferner wird aufgrund der Zündzeitpunkt-Verzögerung und der Erweiterung der Verwirbelung der Anteil der Verbrennung mit Vormischung erhöht, wobei die Emission von Rauch unterdrückt wird.

DE 195 34 770 A 1

DE 195 34 770 A 1

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft das Gebiet der Dieselmotoren und insbesondere einen Dieselmotor gemäß dem Oberbegriff des Anspruches 1, der eine Einrichtung enthält, mit denen die schädlichen Bestandteile des Abgases des Dieselmotors reduziert werden können.

Für Dieselmotoren ist ein EGR-System (Abgasrückführungssystem) bekannt, mit dem die Emission von Stickoxiden ( $\text{NO}_x$ ), die giftige Komponenten des Motor-Abgases darstellen, unterdrückt werden können. Das System führt das Abgas in die Ansaugleitung des Motors zurück.

Im EGR-System ist in einen EGR-Strömungsweg, auf dem ein Teil des Abgases in die Ansaugleitung geleitet wird, ein EGR-Ventil eingesetzt, wobei dann, wenn das EGR-Ventil innerhalb eines vorgegebenen Öffnungsbereichs geöffnet ist, das Abgas mit der Motoransaugluft (Frischluft) vermischt wird, um die maximale Temperatur während der Verbrennung abzusinken und dadurch den Stickoxidanteil im Abgas zu reduzieren.

Wenn das EGR-Verhältnis, d. h.

$$\text{EGR - Verhältnis} = \frac{\text{EGR - Volumen}}{\text{Frischluftvolumen}} \times 100\%$$

ansteigt, nimmt jedoch auch die Emission von Rauch zu.

Aus der JP 60-162018-A (1985) ist eine Vorrichtung bekannt, die die Gasverwirbelung, die durch die Ansaugluft in der Verbrennungskammer des Motors hervorgerufen wird, verstärkt, wenn das EGR-Verhältnis ansteigt. Durch die Verstärkung der Verwirbelung wird die Vermischung von Luft und Kraftstoff während der Verbrennung gefördert, wodurch die Emission von Rauch reduziert wird.

Auch bei diesem Verfahren wird es dann, wenn das EGR-Verhältnis sehr hoch eingestellt ist, um eine deutliche Reduzierung der Stickoxide zu erzielen, schwierig, den Anstieg der Rauchemission zu unterdrücken. Der Grund hierfür besteht darin, daß die Reduzierung von Rauch durch die Verwirbelung vom Anstieg der Diffusionsrate von Luft und Kraftstoff während der Diffusionsverbrennung abhängt, wobei bei einem Abfall der Sauerstoffkonzentration aufgrund des hohen EGR-Verhältnisses die durch die Verwirbelung bedingte verbesserte Verbrennung durch den Sauerstoffmangel in der Luft zunichte gemacht wird.

In der JP 4-263570-A (1992), veröffentlicht als JP 7-4287 (1995), haben die Anmelder der vorliegenden Erfindung ein Verfahren vorgeschlagen, in dem bei hoch eingestelltem EGR-Verhältnis der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt über den oberen Totpunkt des Motorkolbens hinaus verzögert wird. Die Verzögerung der Kraftstoffeinspritzung über den oberen Totpunkt hinaus bewirkt einen Anstieg des Zündverzögerungsintervalls, d. h. des Intervalls zwischen der Kraftstoffeinspritzung und der Kraftstoffzündung, weil sowohl der Druck als auch die Temperatur in der Verbrennungskammer nach dem oberen Totpunkt abfallen. Durch Erhöhen dieses Intervalls wird die Vermischung von Kraftstoff und Luft vor der Zündung verstärkt, wodurch der Anteil der Verbrennung mit Vormischung, in der das gesamte Gemisch verbrennt, zunimmt. Bei der Verbrennung mit Vormischung ist die Menge des emittierten Rauchs geringer als bei der Diffusionsverbrennung, bei der sich die Verbrennung von einem Teil des Gasgemischs ausbreitet, so daß dieses Verfahren die Stickoxide stark reduzieren kann und dabei die Erzeugung von Rauch unterdrückt.

Selbst wenn jedoch der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt verzögert wird, erfolgt die Vermischung von Kraftstoff und Luft nicht in geeignetem Maß, falls sich die Verwirbelung im Verbrennungshohlraum nicht ausreichend aus dem Hohlraum ausbreitet, wenn die Verbrennungskammer aufgrund der Abwärtsbewegung des Kolbens vergrößert wird, ferner nimmt dann die Partikel-SOF (lösliche organische Fraktion) zu, wenn das EGR-Verhältnis ansteigt.

Es ist daher eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Dieselmotor zu schaffen, in dem die Partikel-SOF, die zu einem Anstieg neigt, wenn das EGR-Verhältnis hoch eingestellt ist, reduziert wird.

Es ist eine weitere Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Dieselmotor zu schaffen, bei dem eine Abnahme des Energieumwandlungswirkungsgrades verhindert wird, wenn der Öffnungsdurchmesser des Kolbenhohlraums groß ausgebildet ist.

Diese Aufgaben werden erfindungsgemäß gelöst durch einen Dieselmotor der gattungsgemäßen Art, der die im kennzeichnenden Teil des Anspruches 1 angegebenen Merkmale besitzt.

Die abhängigen Ansprüche sind auf bevorzugte Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung gerichtet.

Weitere Aufgaben, Merkmale und Vorteile der Erfindung werden deutlich beim Lesen der folgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen, die auf die beigefügten Zeichnungen Bezug nimmt; es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Abgasrückführungsvorrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 einen Graphen, der die EGR-Verhältnis-Steuerkennlinien gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 3 einen Graphen, der die Kraftstoffeinspritzzeitpunkt-Steuerkennlinien gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 4 ein Flußdiagramm, das einen Kraftstoffeinspritz-Steuerprozeß gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 5 einen Graphen, der die Steuerkennlinie einer Basis-Einspritzperiode  $A_{vm}$  gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 6 einen Graphen, der die von der Kraftstofftemperatur abhängende Kraftstoffeinspritzzeitpunkt-Korrekturkennlinie gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 7 einen Graphen, der die von der Kühlwassertemperatur abhängende Kraftstoffeinspritzzeitpunkt-Kor-

rekturkennlinie gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 8 eine Vorderansicht eines Verwirbelungsventils gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 9 eine vertikale Schnittansicht eines Hohlraums gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 10 eine vertikale Schnittansicht eines weiteren Hohlraums gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 11 zwei Graphen, die die Rauch- bzw.  $\text{NO}_x$ -Emissionen gemäß der vorliegenden Erfindung zeigen;

Fig. 12 einen Graphen, der die Menge emittierter Partikel gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 13 einen Graphen, der die Menge emittierter ISF gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 14 einen Graphen, der den Betrag der emittierten SOF gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 15 einen Graphen, der die Veränderung des Verwirbelungsverhältnisses gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 16 ein Diagramm, das die Veränderung der Gasströmung in einer Verbrennungskammer gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 17 zwei Graphen, die den Wärme fluß im Hohlraum bzw. an der Oberseite des Kolbens  $10^\circ$  vor dem oberen Totpunkt (TDC) gemäß der vorliegenden Erfindung zeigen;

Fig. 18 eine Ansicht ähnlich derjenigen von Fig. 17, die jedoch den Zustand  $2^\circ$  nach dem TDC zeigt;

Fig. 19 eine vertikale Schnittansicht eines Kolbenhohlraums des Standes der Technik;

Fig. 20 ein Diagramm, das die Beziehungen zwischen dem Kolbenhohlraum-Durchmesser Verhältnis, den Kühlverlusten und dem Verwirbelungsverhältnis gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

Fig. 21 eine Gruppe von Diagrammen, die die Menge erzeugten  $\text{NO}_x$ , den thermischen Wirkungsgrad, den Arbeitsumwandlungsfaktor bzw. die Wärmeerzeugung zeigen;

Fig. 22 eine schematische Darstellung einer Verwirbelungsverstärkungs Vorrichtung gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 23 eine schematische, perspektivische Darstellung eines Ansaugkanals mit einem in der Stellung für hohe Verwirbelung befindlichen Blatt gemäß der zweiten Ausführungsform;

Fig. 24 eine Ansicht ähnlich derjenigen von Fig. 23, in der sich jedoch das Blatt in einer Stellung für niedrige Verwirbelung befindet;

Fig. 25 einen Graphen, der eine Veränderung des Verwirbelungsverhältnisses gemäß der zweiten Ausführungsform zeigt; und

Fig. 26 ein Flußdiagramm, das einen Verwirbelungssteuerprozeß gemäß der zweiten Ausführungsform zeigt.

In Fig. 1 ist ein Dieselmotor 21 gezeigt, der mit einer Ansaugleitung 23, einer Abgasleitung 25, einer EGR-Leitung 26, die sowohl mit der Abgasleitung 25 als auch mit der Ansaugleitung 23 verbunden ist, ein EGR-Ventil 27 des Membrantyps, das auf Unterdruck anspricht, sowie ein Unterdruck-Steuerventil 28, das diesen Unterdruck liefert, enthält. Das Unterdruck-Steuerventil 28 stellt den Unterdruck von einer Unterdruckquelle entsprechend einem von einer Steuereinheit 31 ausgegebenen Einschalt Dauersignal ein. Wenn z. B. die Ausschalt dauer des Unterdruck-Steuerventils 28, d. h. der Aus-Zeitanteil in einem konstanten Zeitintervall, maximal ist, wird von der Unterdruckquelle zum EGR-Ventil 27 ohne Regulierung ein Unterdruck geliefert, wobei sich das EGR-Ventil 27 weit öffnet, um 45% des Abgases in die Ansaugleitung zurückzuführen. Dies entspricht einem EGR-Verhältnis von 80%. Wenn das Ausschaltverhältnis klein ist, wird der zum EGR-Verhältnis 27 gelieferte Unterdruck reduziert, ist die Öffnung des EGR-Ventils kleiner und werden das EGR-Volumen sowie das EGR-Verhältnis kleiner.

Wie in Fig. 3 gezeigt, wird das EGR-Verhältnis in Abhängigkeit von den Motorbetriebsbedingungen auf eine von fünf Stufen festgelegt.

Das EGR-Verhältnis im Bereich niedriger Drehzahl und niedriger Last besitzt den Maximalwert von 80% und fällt auf 60% ab, wenn die Drehzahl und die Last relativ zu diesem Bereich ansteigen.

Wenn die Drehzahl und die Last höher als in diesem Bereich werden, wird das EGR-Verhältnis reduziert. Der Grund hierfür besteht darin, daß die Abgastemperatur mit zunehmender Last ansteigt, wobei die Reduzierung von  $\text{NO}_x$  wegen des Anstiegs der Ansauggastemperatur geringer wäre, falls eine große Menge EGR-Gases zurückgeführt würde. Ein weiterer Grund besteht darin, daß das Zündverzögerungsintervall des eingespritzten Kraftstoffs bei hoher Last verkürzt wird, so daß die Verbrennung mit Vormischung nicht stattfinden kann.

Die Steuereinheit 31 legt das Ausschaltverhältnis des Unterdruck-Ventils 28 auf der Grundlage eines Signals (Motorlastsignal) von einem Gaspedalniederdrückungsgrad-Sensor 32, der den Niederdrückungsgrad des Gaspedals für den Motor erfaßt, sowie auf der Grundlage eines später beschriebenen Motorreferenzimpulses (Motordrehzahlsignal) fest, um das EGR-Verhältnis von Fig. 3 zu erhalten.

Die Kraftstoffeinspritzpumpe 20 spritzt über eine nicht gezeigte Einspritzdüse Kraftstoff in das Gas ein, das von der Ansaugleitung 23 in die Verbrennungskammer des Motors 21 angesaugt wird. Die Kraftstoffeinspritzpumpe 20 ist eine Pumpe des Verteilertyps, die die Kraftstoffeinspritzmenge und den Kraftstoffeinspritzzeitpunkt entsprechend einem von der Steuereinheit 31 aus gegebenen elektronischen Signal elektronisch steuert. Dieser Typ einer Kraftstoffeinspritzpumpe ist z. B. aus der DE 43 23 967 A1 (20. Januar 1994) bekannt.

Dieser Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffs wird in der Weise verzögert, daß das Zündverzögerungsintervall des eingespritzten Kraftstoffs länger wird, je höher das EGR-Verhältnis ist.

Wie in Fig. 3 gezeigt, wird in einem Bereich mit niedriger Drehzahl und niedriger Last und somit hohem EGR-Verhältnis oder in der Nähe dieses Bereichs der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt zum oberen Totpunkt (TDC) der Kolbenbewegung verzögert. Aufgrund dieser Verzögerung ist die Temperatur in der Verbrennungskammer im Zeitpunkt der Zündung relativ niedrig, außerdem nimmt der Anteil der Verbrennung mit Vormischung zu, so daß die Emission von Rauch bei hoch bleibendem EGR-Verhältnis unterdrückt wird. Die Steuereinheit 31 bestimmt ein an die Kraftstoffeinspritzpumpe 20 auszugebendes Signal, so daß der Zündzeitpunkt voreilt, wenn die Motordrehzahl und die Last ansteigen.

Fig. 4 zeigt ein Flußdiagramm des Steuerprozesses für den Kraftstoffeinspritzzeitpunkt und das Einspritzin-

tervall (Einspritzmenge), der von der Steuereinheit 31 ausgeführt wird.

Im Schritt S1 werden die Motordrehzahl  $N_e$ , der Gaspedalniederdrückungsgrad  $Acc$ , die Motorkühlwassertemperatur  $T_w$  sowie die Kraftstofftemperatur  $T_f$  gelesen. Die Motordrehzahl  $N_e$  wird anhand des Referenzimpulsausgangs der Kraftstoffeinspritzpumpe 20 ermittelt, ferner wird von einem Winkelsignalausgang  $v_n$  der Kraftstoffeinspritzpumpe 20 ein Kurbelwinkel gelesen. Der Gaspedalniederdrückungsgrad  $Acc$ , die Kühlwassertemperatur  $T_w$  und die Kraftstofftemperatur  $T_f$  werden vom Gaspedalniederdrückungsgrad-Sensor 32, einem Kühlwassertempersensor 34 bzw. einem Kraftstofftempersensor 35 erfaßt.

Im Schritt S2 werden Kennfelder für den Basis-Kraftstoffeinspritzzeitpunkt  $l_{tm}$  sowie eines Basis-Kraftstoffeinspritzintervalls  $A_{vm}$  in Abhängigkeit vom Gaspedalniederdrückungsgrad  $Acc$  und von der Motordrehzahl  $N_e$  durchsucht.

Das Kennfeld des Basis-Einspritzzeitpunkts  $l_{tm}$  basiert auf dem Gaspedalniederdrückungsgrad  $Acc$  und der Motordrehzahl  $N_e$  und ist so festgelegt, daß die in Fig. 3 gezeigten Einspritzzeitpunkt-Kennlinien erhalten werden. Das Basis-Einspritzintervall  $A_{vm}$  ist so festgelegt, daß es länger wird, wenn der Gaspedalniederdrückungsgrad  $Acc$  zunimmt, wie durch den Graphen von Fig. 5 gezeigt ist.

Im Schritt S3 wird anhand der Kraftstofftemperatur  $T_f$  und der Kühlwassertemperatur  $T_w$  ein Einspritzzeitpunkt-Korrekturbetrag  $\Delta l_{tm}$  ermittelt und im Schritt S4 zum Basis-Einspritzzeitpunkt  $l_{tm}$  addiert.

Der Einspritzzeitpunkt-Korrekturbetrag  $\Delta l_{tm}$  ist die Summe aus zwei Korrekturbeträgen  $\Delta l_{tm1}$  und  $\Delta l_{tm2}$ . In Fig. 6 sind die Kennlinien des Kraftstofftemperatur-Korrekturbetrags  $\Delta l_{tm1}$  gezeigt, während in Fig. 7 die Kennlinien des Wassertemperatur-Korrekturbetrags  $\Delta l_{tm2}$  gezeigt sind. Die Verbrennungsgeschwindigkeit sinkt ab, wenn die Temperatur niedriger wird, so daß diese beiden Korrekturbeträge so festgelegt sind, daß ein Voreilungsbetrag um so größer wird, je niedriger die Temperatur wird. Dies ist eine normale Einspritzzeitpunkt-Korrektur und beeinflußt die obenerwähnten Kennlinien von Fig. 3 kaum.

Der Einspritzzeitpunkt  $l_t = l_{tm} + \Delta l_{tm}$  sowie das Basis-Einspritzintervall  $A_{vm}$  werden im Schritt S5 an vorgegebenen Adressen gespeichert. Die Steuereinheit 31 beginnt in diesem Einspritzzeitpunkt  $l_t$  mit der Kraftstoffeinspritzung und gibt an die Kraftstoffeinspritzpumpe ein Signal aus, so daß die Kraftstoffeinspritzung beendet wird, wenn das Basis-Einspritzintervall  $A_{vm}$  verstrichen ist.

In jedem Zweig 24 der Ansaugleitung 23 des Motors 21 ist ein Verwirbelungsventil 37 vorgesehen, das mit einem Ausschnitt 36 versehen ist, wie in Fig. 8 gezeigt ist.

Das Verwirbelungsventil 37 wird durch ein nicht gezeigtes Betätigungselement geöffnet und geschlossen, das mit der Drehachse 38 des Verwirbelungsventils 37 verbunden ist und so gesteuert wird, daß es das Ventil 37 im Bereich mit niedriger Drehzahl und niedriger Last des Motors entsprechend einem Steuersignal von der Steuereinheit 31 schließt.

Wenn das Verwirbelungsventil 37 geschlossen ist, strömt das Ansauggas in den Motor nur durch den Ausschnitt 36. Dadurch wird die Strömungsrate des in die Verbrennungskammer eintretenden Gases erhöht, wodurch die Verwirbelung in der Verbrennungskammer erhöht wird. In einem Motor mit zwei Einlaßventilen pro Zylinder kann eine Verwirbelung im Bereich mit niedriger Drehzahl und niedriger Last auch durch Schließen nur eines Einlaßventils erzeugt werden.

Wie in Fig. 9 gezeigt, ist an der Oberseite des Kolbens 40 jedes Motorzylinders ein Kolbenhohlraum 41 ausgebildet. Die Verbrennungskammer ist durch den Kolbenhohlraum 41 sowie durch den durch die obere Fläche 42 des Kolbens 40 und die nicht gezeigten Wände des Zylinders umschlossenen Raum gebildet.

Der Kolbenhohlraum 41 besitzt eine zylindrische Form mit konstanter Öffnung zwischen der oberen Fläche 42 des Kolbens 40 bis zur Grundfläche ohne Einschnürung am Einlaß. In der Mitte der Grundfläche des Hohlraums 41 ist ein konischer Abschnitt 43 ausgebildet, so daß für die Verwirbelung, die spiralförmig von außerhalb des Kolbenhohlraums 41 im letzten Teil des Kompressionsvorgangs eintritt, kein Widerstand vorhanden ist und folglich der Kraftstoff und die Luft gut vermischt werden. Es ist auch möglich, dem Kolbenhohlraum 41 eine flache Form zu verleihen, dann jedoch ohne konischen Teil 43, wie in Fig. 10 gezeigt ist.

Wegen des zylindrischen Kolbenhohlraums 41, der am Einlaß keine Einschnürung besitzt, breitet sich die durch das obengenannte Verwirbelungsventil 37 aufgebaute Verwirbelung im Kolbenhohlraum 41 von innen nach außen aus und wird auch nach außerhalb des Kolbenhohlraums 41 ausgedehnt, wenn sich der Kolben 40 im Verbrennungsprozeß nach unten bewegt.

Die Öffnung des Kolbenhohlraums 41 ist auf einen großen Wert gesetzt, so daß das Verhältnis:

$$\frac{\text{Kolbenhohlraum} - \text{Öffnung}}{\text{Zylinderdurchmesser (oder Kolbenaußendurchmesser)}} > 0,5$$

ist.

Fig. 11 zeigt bei (A) die Rauchkonzentration und bei (B) die  $NO_x$ -Konzentration in Abhängigkeit vom EGR-Verhältnis, wenn der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt deutlich vor dem TDC gesetzt ist und wenn er bis zum TDC verzögert ist. Gemäß dieser Figur steigt die Rauchkonzentration bei einem Einspritzzeitpunkt vor dem TDC ( $l_t - 8^\circ$ ) stark an, während die  $NO_x$ -Konzentration bei ansteigendem EGR-Verhältnis abnimmt.

Andererseits nimmt die Rauchkonzentration bei einem Einspritzzeitpunkt im TDC ( $l_t = \text{TDC}$ ) ab, wenn das EGR-Verhältnis ansteigt. Diese Abnahme der Rauchkonzentration ist durch die Förderung der Vermischung von Kraftstoff und Luft als Ergebnis der Verwirbelung in der Verbrennungskammer bedingt. Es ist außerdem durch die Tatsache bedingt, daß die Zündung verzögert wird und der größte Teil der Verbrennung eine Verbrennung mit Vmischung ist, wie aus den Wärmeerzeugungsmuster dieser Figur hervorgeht.

Unter diesen Betriebsbedingungen wird die Erzeugung von Rauch im wesentlichen auf Null gedrückt, selbst

wenn das EGR-Verhältnis hoch ist. In diesem Bereich treten daher Nachteile wie etwa ein Hängenbleiben des Einlaßventils aufgrund der Rückführung von Rauch in die Ansaugleitung 23 nicht auf.

Anhand dieser Technik können Stickoxide und Rauch im Bereich mit h<sub>em</sub> EGR-Verhältnis stark reduziert werden.

Der Einspritzzeitpunkt wird entsprechend der Kraftstofftemperatur und der Kühlwassertemperatur korrigiert, so daß ein geeignetes Zünd-Verzögerungsintervall und ein geeigneter Zündzeitpunkt für die Rußreduzierung bei gewünschten Betriebsbedingungen zwischen niedriger Temperatur und hoher Temperatur aufrechterhalten werden können.

In den Fig. 12 bis 14 ist für verschiedene Formen des Kolbenhohlraums das emittierte Partikelmaterial (PM) in Abhängigkeit vom Kraftstoffeinspritzzeitpunkt bei hohem EGR-Verhältnis gezeigt.

In einem Querschnitt fördernden Kolbenhohlraum, in dem der Einlaß eines Kolbenhohlraums 60 eingeschnürt ist oder am Einlaß eine Lippe 61 vorgesehen ist, wie in Fig. 19 gezeigt ist, so daß die in den Hohlraum 60 strömende Luft bei nach oben sich bewegendem Kolben eine starke Querverwirbelung hervorruft, um die Turbulenz im Hohlraum zu fördern, so daß die Partikel zunehmen, wenn der Einspritzzeitpunkt auf einen Wert später als  $-8^\circ$  gesetzt wird, wie in Fig. 12 gezeigt ist.

Dagegen werden in einem zylindrischen Hohlraum 41 mit großer Öffnung, der am Einlaß nicht eingeschnürt ist, wie in Fig. 9 oder in Fig. 1 gezeigt ist, Partikel durch die Verzögerung des Zündzeitpunkts auf einen Wert später als  $-4^\circ$  reduziert.

Die Partikel enthalten die SOF, d. h. die in organischen Lösungsmitteln leicht lösliche Fraktion, und die ISF, d. h. die unlösliche Fraktion, der Ruß und dergleichen enthält. Unabhängig von der Form des Hohlraums nimmt die ISF bei einem Einspritzzeitpunkt, der auf einen Wert später als  $-4^\circ$  verzögert ist, ab, wie in Fig. 13 gezeigt ist. Andererseits nimmt in einem Querschnitt fördernden Kolbenhohlraum die SOF bei einer Verzögerung des Einspritzzeitpunkts stark zu, wie in Fig. 14 gezeigt ist. In einem zylindrischen Hohlraum mit großer Öffnung nimmt sie jedoch in Abhängigkeit von der Einspritzzeitpunkt-Verzögerung nur leicht zu.

Wenn daher der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt unter der Bedingung eines hohen EGR-Verhältnisses in die Nähe des TDC verzögert wird, besitzt ein zylindrischer Hohlraum 41 mit großer Öffnung- und ohne Einlaß einschnürung vom Standpunkt der Reduzierung sowohl der SOF als auch der ISF-Partikel eine wünschenswerte Wirkung.

Nun werden die Gasströmung und das durchschnittliche Verwirbelungsverhältnis für jeden Hohlraumtyp verglichen. Wie in den Fig. 15 und 16 gezeigt, ist in einem Querschnitt fördernden Hohlraum 60 das Verwirbelungsverhältnis im Hohlraum 60 groß, wobei dann, wenn sich ein Kolben 62 nach dem TDC nach unten bewegt, eine starke Verwirbelung im Hohlraum 60 aufrechterhalten wird, obwohl die Verwirbelung außerhalb des Hohlraums 60 schwach ist. Andererseits ist in einem zylindrischen Hohlraum 41 mit großer Öffnung das Verwirbelungsverhältnis im Hohlraum 41 nicht so hoch wie im Fall des Hohlraums 60, die Verwirbelung breitet sich jedoch im Hohlraum 41 von innen nach außen aus, wenn sich der Kolben 40 nach unten bewegt, so daß auch außerhalb des Kolbenhohlraums eine starke Verwirbelung vorhanden ist.

Bei einem zylindrischen Kolbenhohlraum 41 mit großer Öffnung tritt daher nicht nur innerhalb, sondern auch außerhalb des Hohlraums 41 eine Verbrennung auf. Dies kann durch Messen des Wärmeflusses im Kolbenhohlraum und auf der Kolbenoberseite ermittelt werden, wie in den Fig. 17 und 18 gezeigt ist.

Fig. 17 zeigt einen Einspritzzeitpunkt von  $10^\circ$  vor dem TDC, während Fig. 18 einen Einspritzzeitpunkt von  $2^\circ$  nach dem TDC zeigt. In dem Querschnitt fördernden Hohlraum 60 steigt der Wärmefluß auf der Kolbenoberseite an, wenn der Einspritzzeitpunkt auf einen Wert hinter den TDC verzögert wird. Das bedeutet, daß für einen Einspritzzeitpunkt vor diesem Punkt die Verbrennung effektiv nur innerhalb des Hohlraums 60 stattfindet. Andererseits ist im zylindrischen Hohlraum 41 mit großer Öffnung der Wärmefluß sowohl innerhalb des Hohlraums 41 als auch auf der Kolbenoberseite unabhängig vom Einspritzzeitpunkt hoch. Das bedeutet, daß die Verbrennung auch außerhalb des Hohlraums 41 stattfindet.

Mit anderen Worten, in einem zylindrischen Kolbenhohlraum 41 mit großer Öffnung wird der außerhalb des Hohlraums 41 eingespritzte Kraftstoff bei einer Verzögerung des Kraftstoffeinspritzzeitpunkts bis zum TDC aufgrund der Verwirbelung gut verbrannt, welche sich von innerhalb des Hohlraums 41 nach außen ausgebreitet hat, wodurch auch die SOF-Partikel reduziert werden.

In den Fig. 20 und 21 ist die Wirkung des Öffnungsverhältnisses des Kolbenhohlraums 41, d. h. die Wirkung des Verhältnisses Hohlraumdurchmesser/Zylinderbohrungsdurchmesser auf Kühlverluste, Wärmewirkungsgrad und  $\text{NO}_x$  gezeigt. Wie aus diesen Figuren ersichtlich ist, nehmen bei größerem Öffnungsverhältnis des Kolbenhohlraums 41 die Kühlverluste ab, während der Wärmewirkungsgrad verbessert wird und die Stickoxide abnehmen.

Wenn das Öffnungsverhältnis des Kolbenhohlraums auf 0,5 oder größer erhöht wird, wird zwischen der Kolbenoberseite und dem Zylinderkopf nicht viel Luft in den Kolbenhohlraum geschoben, so daß die Vermischung im Kolbenhohlraum 41 schwach ist. Zwischen den Wänden des Kolbenhohlraums 41 und der Flamme wird eine Lufttemperatur-Grenzschicht gebildet, wird ein Entweichen von Verbrennungsenergie nach außen in Form von Wärme über den Kolben 40 unterdrückt und nehmen die Kühlverluste ab. Das bedeutet, daß die Wärmeerzeugung verbessert wird.

Wenn der Hohlraum 41 ein Öffnungsverhältnis von 0,5 oder höher besitzt, nimmt bei einer Diffusionsverbrennung, die die normale Verbrennung in einem normalen Dieselmotor ist, der Arbeitsumwandlungswirkungsgrad ab. Die Verbrennung in dem Dieselmotor-Typ gemäß der vorliegenden Erfindung ist jedoch eine Verbrennung mit V<sub>m</sub> Mischung. In diesem Fall wird der Arbeitsumwandlungswirkungsgrad bei ansteigendem Öffnungsverhältnis nicht beeinflusst, außerdem kann die Abnahme der Kühlverluste aufgrund der erhöhten Öffnung wirksam ausgenutzt werden. Ferner nehmen in einem Hohlraum mit großer Öffnung die Kühlverluste bei höherem Verwirbelungsverhältnis ab. Aufgrund dieser Abnahme der Kühlverluste wird der Motorwärmewirkungsgrad

verbessert, wodurch auch der Kraftstoffverbrauch verbessert wird. Ferner nehmen die Stickoxide ab, wenn die Vermischung im Hohlraum 41 geringer wird.

In den Fig. 22 bis 26 ist eine zweite Ausführungsform der Erfindung gezeigt.

Bei dieser Ausführungsform ist anstelle des Verwirbelungsventils 37 der ersten Ausführungsform eine Vorrichtung 45 vorgesehen, um das Verwirbelungsverhältnis zu verbessern.

Die Verwirbelungserhöhungsvorrichtung 45 ist in einem schraubenlinienförmigen Einlaßkanal 46 angeordnet, der eine im wesentlichen geradlinige Ansaugleitung 46a und eine um die Achse des Einlaßventils gewundene Leitung 46b besitzt. Die Verwirbelungserhöhungsvorrichtung 45 umfaßt ein drehbares Blatt 47, das in der gewundenen Leitung 46b angeordnet ist, einen mit dem drehbaren Blatt 47 verbundenen Kopplungsmechanismus 48 sowie ein Unterdruck-Betätigungselement 49, das diesen Kopplungsmechanismus 48 antreibt. Bei Verwendung dieser Vorrichtung kann das Verwirbelungsverhältnis durch die Drehstellung des drehbaren Blatts 47 eingestellt werden. Wenn sich das Blatt 47 z. B. in der in Fig. 23 gezeigten Stellung befindet, ist das Verwirbelungsverhältnis hoch, während das Verwirbelungsverhältnis niedrig ist, wenn das Blatt 47 in die in Fig. 24 gezeigte Stellung gedreht ist.

Das Unterdruck-Betätigungselement 49 wird entsprechend dem Unterdruck in einer Unterdruckkammer 50 betätigt. Zwischen der Unterdruckkammer 50 und einer Unterdruckquelle ist ein elektromagnetisches Steuerventil 51 vorgesehen. Dieses Steuerventil 51 steuert den Unterdruck in der Unterdruckkammer 50 entsprechend einem Signal von der obengenannten Steuereinheit 31. Die Beziehung zwischen der Motordrehzahl und dem Verwirbelungsverhältnis ist so festgelegt, daß sich in dem Bereich mit hohem EGR-Verhältnis von Fig. 2 sowie in dem Bereich mit mittlerer und niedriger Motordrehzahl, der den Einspritzzeitpunkt-Verzögerungsbereich von Fig. 3 umfaßt, eine hohe Verwirbelung und im Bereich mit hoher Motordrehzahl eine niedrige Verwirbelung ergibt. Genauer ist die Beziehung wie in Fig. 25 gezeigt festgelegt.

Die Öffnung des Steuerventils 51 wird durch die Steuereinheit 31 in der Weise gesteuert, daß dieses Verwirbelungsverhältnis erhalten wird. Mit anderen Worten, wie im Schritt S11 in Fig. 26 gezeigt ist, werden die Motordrehzahl  $N_e$  sowie der Gaspedalniederdrückungsgrad  $Acc$  gelesen, wird ein nicht gezeigtes Verwirbelungsverhältnis-Kennfeld anhand dieser Werte durchsucht, um im Schritt S12 ein Basis-Verwirbelungsverhältnis zu berechnen. Im Schritt S13 wird eine diesem Basis-Verwirbelungsverhältnis entsprechende Öffnung  $V_b$  des Steuerventils 51 von einem weiteren, gespeicherten Kennfeld gelesen, wobei diese Öffnung im Schritt S14 an einer vorgegebenen Adresse gespeichert wird. Die Öffnung des Steuerventils 51 wird dadurch auf das in Fig. 25 angegebene Verwirbelungsverhältnis gesteuert.

Durch Verzögern des Eintrittszeitpunkts für hohes EGR-Verhältnis wie bei der obigen ersten Ausführungsform können Stickoxide und Rauch in hohem Maß reduziert werden, die Verbrennungstemperatur fällt jedoch ab, so daß die Gefahr besteht, daß der Anteil der Kohlenwasserstoffe im Abgas zunimmt. Die Kohlenwasserstoffe sind in einem Ausmaß vorhanden, in dem sie durch einen Oxidationskatalysator behandelt werden könnten. Durch Erhöhen des Verwirbelungsverhältnisses auf diese Weise und durch die Förderung der Vermischung von Luft und Kraftstoff werden jedoch die Kohlenwasserstoffe stark verringert, so daß ein Oxidationskatalysator unter Umständen nicht mehr notwendig ist. Darüber hinaus wird während eines Beschleunigungsvorgangs der Rauch aufgrund der stärkeren Verwirbelung selbstverständlich reduziert.

Die oben erwähnte Verwirbelungserhöhungsvorrichtung mit drehbarem Blatt besitzt ein schnelles Ansprechverhalten und kann die Verwirbelung in einem weiten Bereich steuern. Sie ist daher für eine Verbrennungssteuerung geeignet, die auf die Reduzierung von Kohlenwasserstoffen zielt, welche auf das Verwirbelungsverhältnis sehr empfindlich reagieren.

Für den Fachmann ist klar, daß die oben beschriebenen Ausführungsformen der Erfindung abgewandelt werden können, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen, der durch die folgenden Ansprüche definiert ist.

#### Patentansprüche

1. Dieselmotor, mit

einem Zylinder, in dem sich ein Kolben (40) befindet,  
einem Kolbenhohlraum (41), der in der oberen Stirnfläche (42), des Kolbens (40) ausgebildet ist,  
einer durch den Kolbenhohlraum (41) und den Kolben (40) gebildeten Verbrennungskammer,  
einer Leitung (23, 24, 25) zum Ansaugen von Luft in die Verbrennungskammer,  
einer Einrichtung (20), die Kraftstoff in die angesaugte Luft einspritzt,  
Einrichtungen (31, 32, 34, 35), die den Motorbetriebszustand erfassen,  
einer Einrichtung (26), die die Verbrennungstemperatur in der Verbrennungskammer entsprechend der Motorbetriebsbedingung verändert, und  
einer Einrichtung (31), die die Zündung des Kraftstoffs in der Verbrennungskammer verzögert, wenn die Verbrennungstemperatur niedrig ist,  
gekennzeichnet durch  
eine Einrichtung (37, 45), die eine Verwirbelung der Luft im Hohlraum (41) erzeugt, und  
eine Einrichtung, die die Verwirbelung von innerhalb des Hohlraums (41) in den Bereich außerhalb des Hohlraums (41) erweitert.

2. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Hohlraum (41) einen Durchmesser besitzt, der gleich oder größer als der halbe Innendurchmesser des Zylinders ist.

3. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbrennungstemperatur-Veränderungseinrichtung (26) eine Einrichtung zum Verändern der Sauerstoffkonzentration der Luft enthält.

4. Dieselmotor nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Sauerstoffkonzentration-Veränderungs-

einrichtung (26) das Motorabgas in die Verbrennungskammer zurückführt.

5. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verzögerungseinrichtung (31) den Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffs in die Nähe des oberen Totpunkts des Kolbens (40) verzögert.

6. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verwirbelungserzeugungseinrichtung (37, 45) ein in der Leitung (24) vorgesehenes Drehklappenventil (37) mit einem Ausschnitt (36) enthält.

7. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verwirbelungserzeugungseinrichtung (45) einen schraubenlinienförmigen Kanal (46b), der in der Leitung (23) strömende Luft spiralförmig in die Verbrennungskammer führt, sowie ein Element (47) enthält, das die Luftströmung im schraubenlinienförmigen Kanal (46b) in eine Richtung leitet, in der in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Motors die Verwirbelung entweder gefördert oder reduziert wird.

8. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Erweiterungseinrichtung eine zylindrische Wand des Hohlraums (41) umfaßt, die einen konstanten Durchmesser aufweist.

Hierzu 19 Seite(n) Zeichnungen

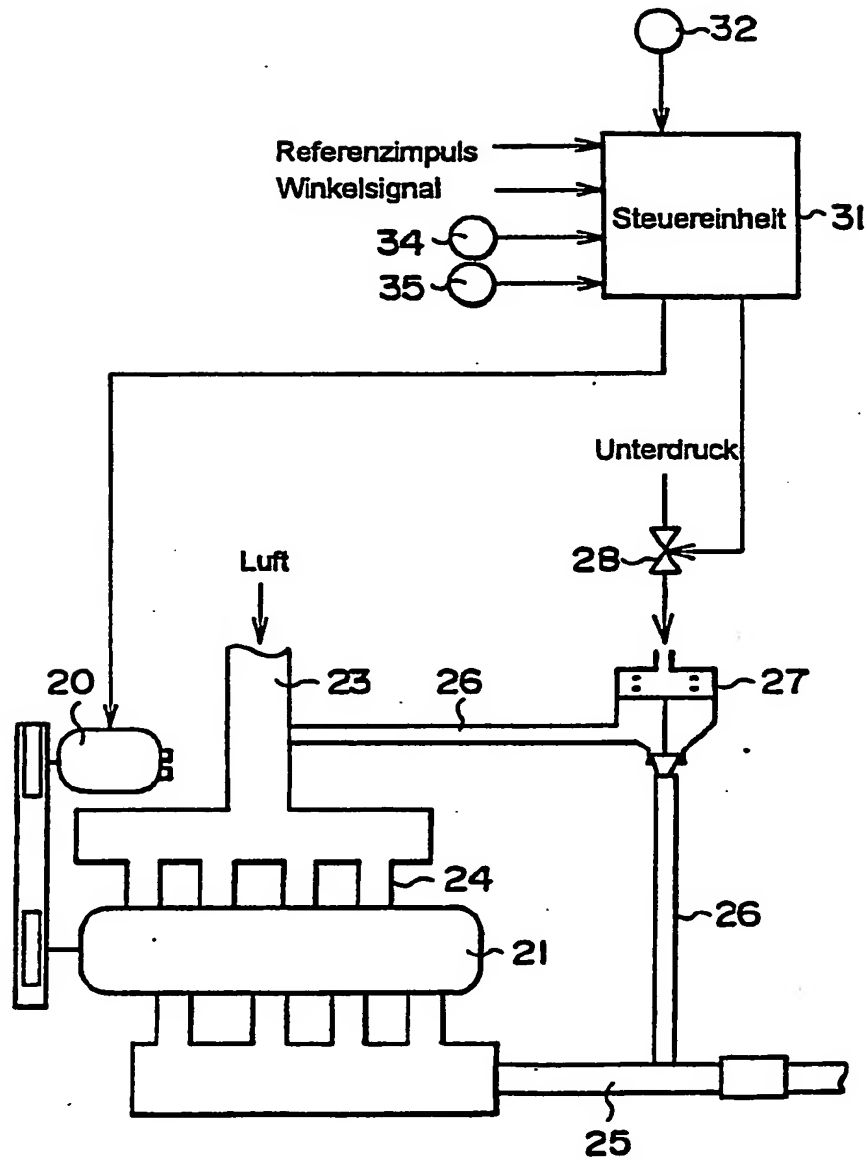


FIG. 1

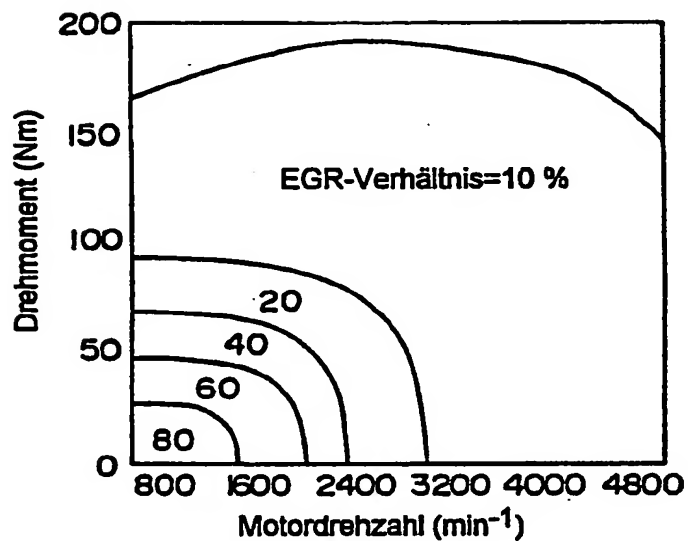


FIG. 2

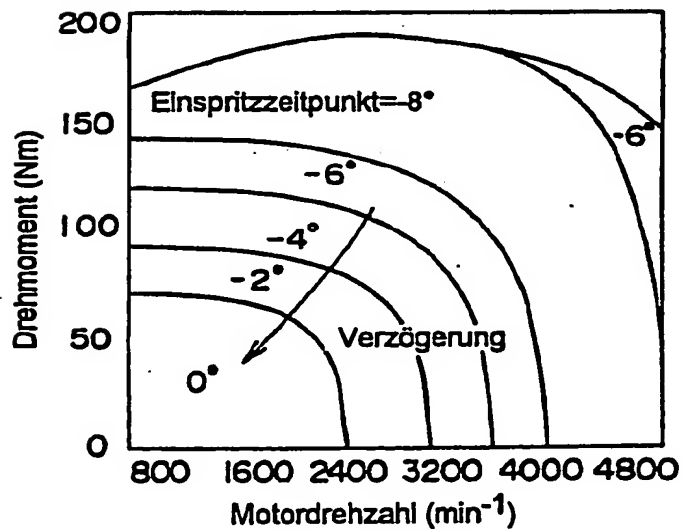


FIG. 3

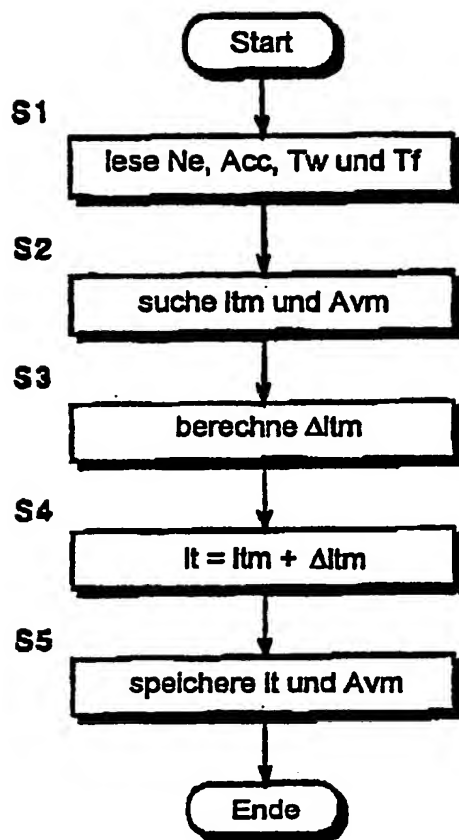


FIG. 4

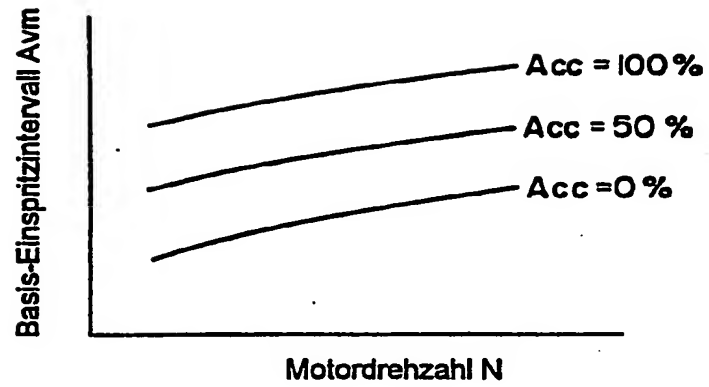


FIG. 5

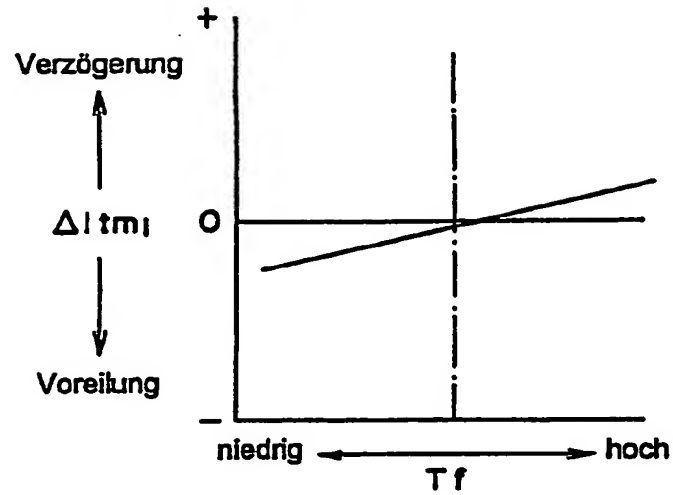


FIG. 6

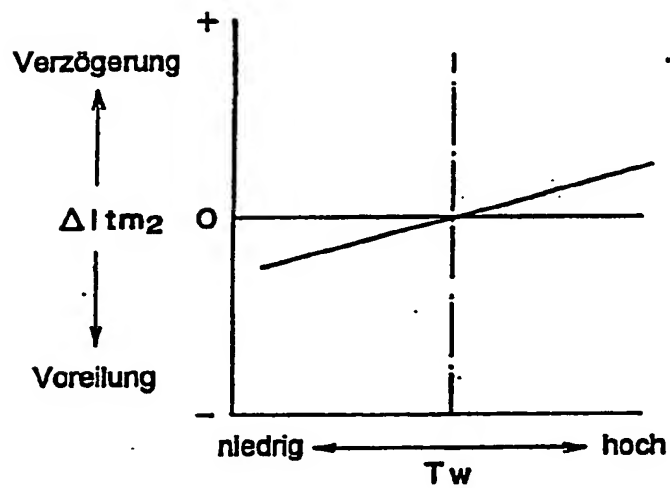


FIG. 7

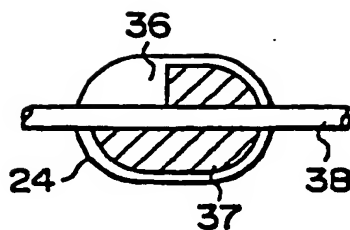


FIG. 8

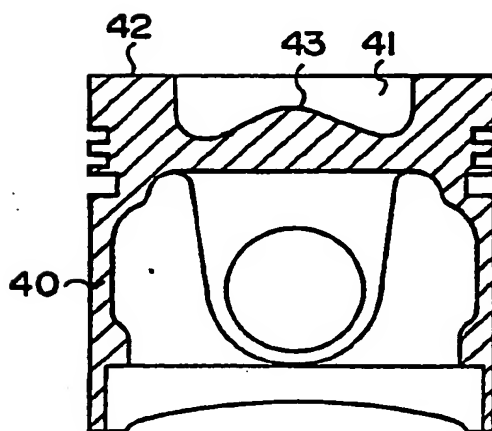


FIG. 9

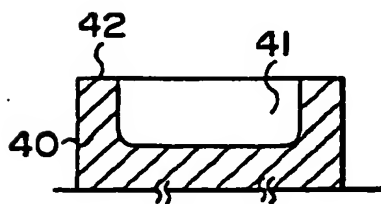


FIG. 10

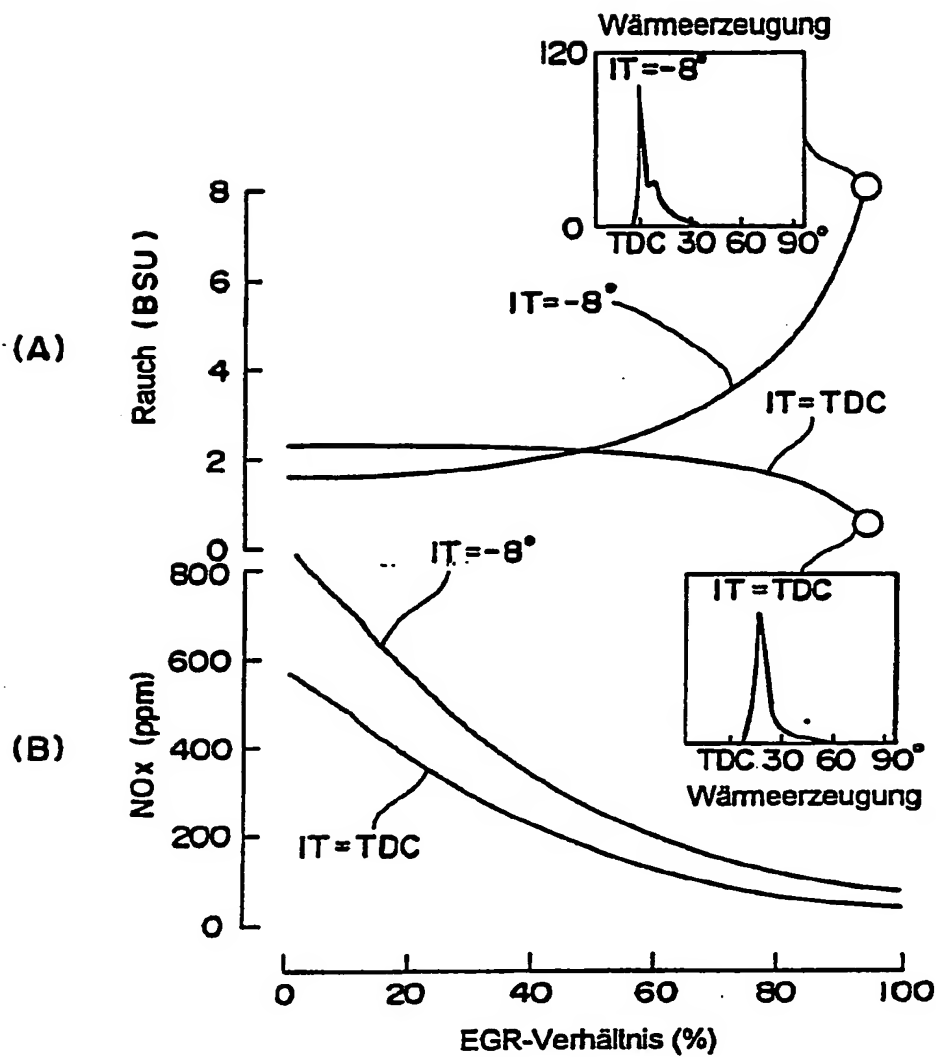


FIG. II

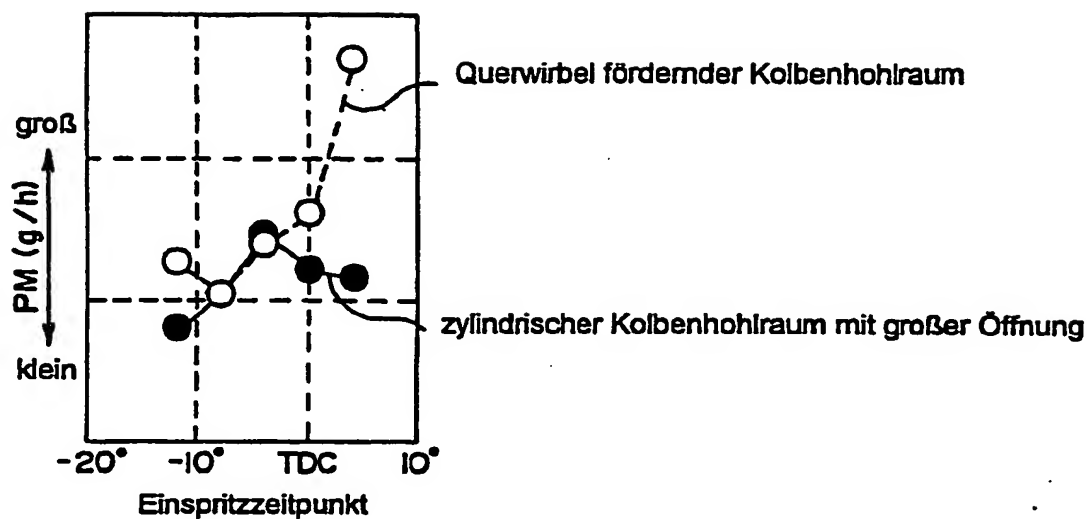


FIG. 12

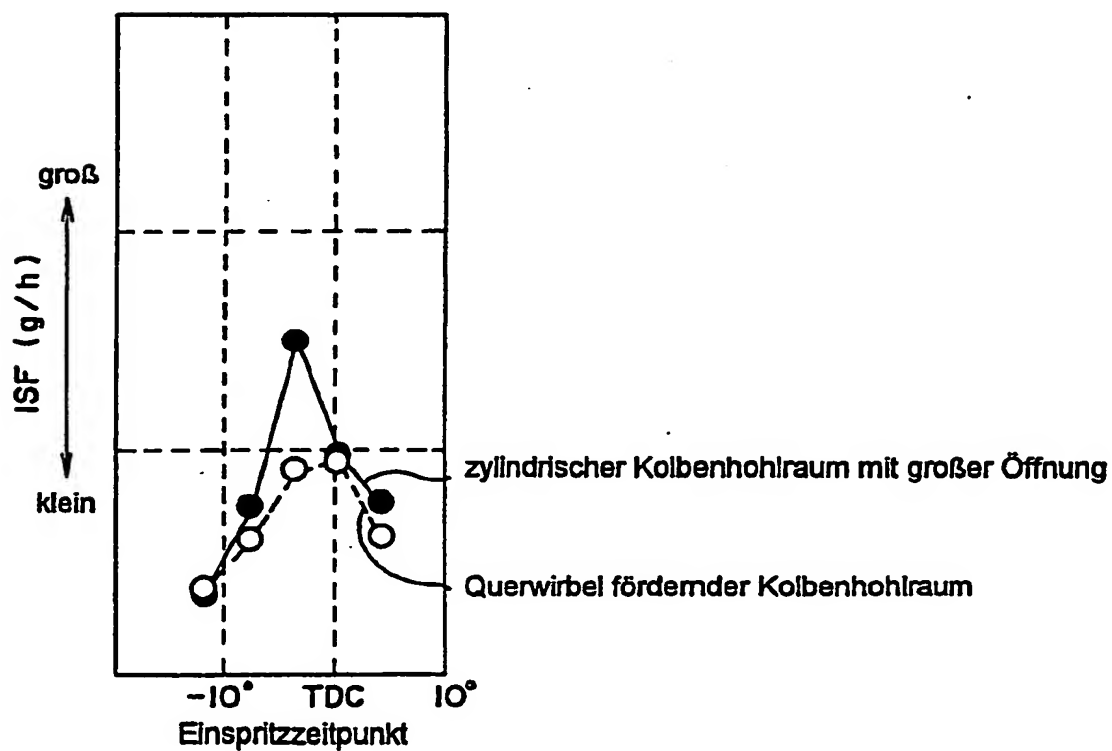


FIG. 13

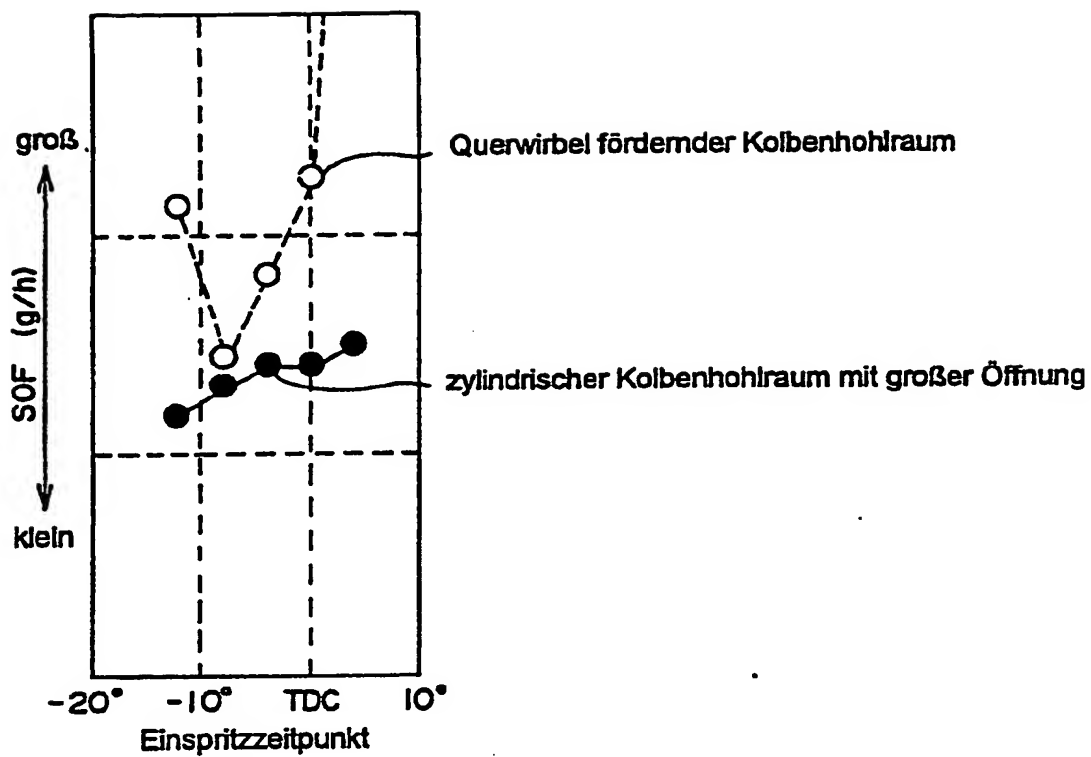


FIG. 14

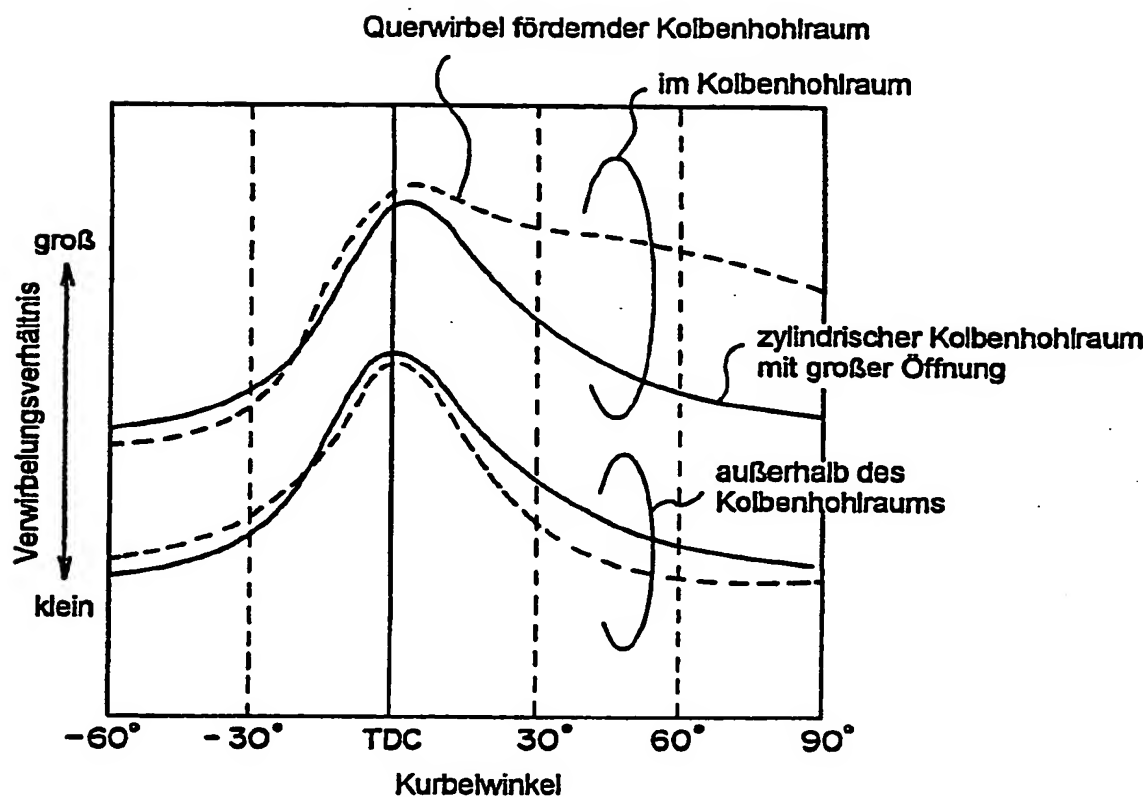


FIG. 15

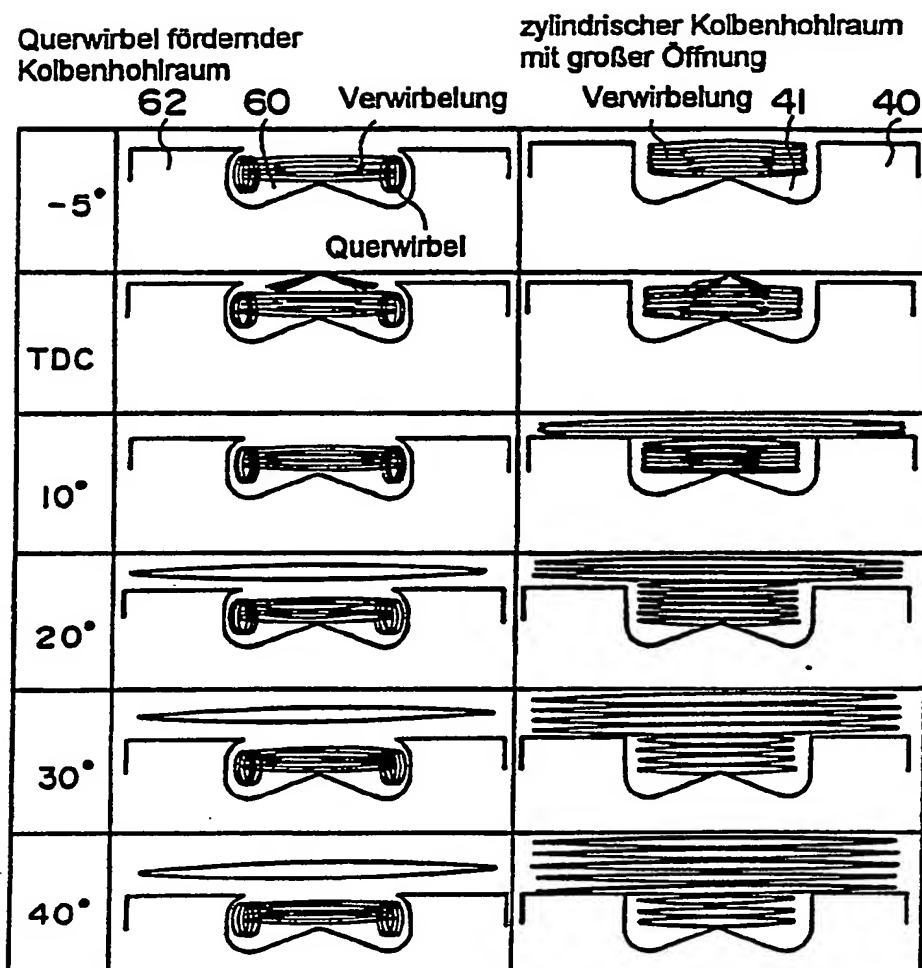


FIG. 16

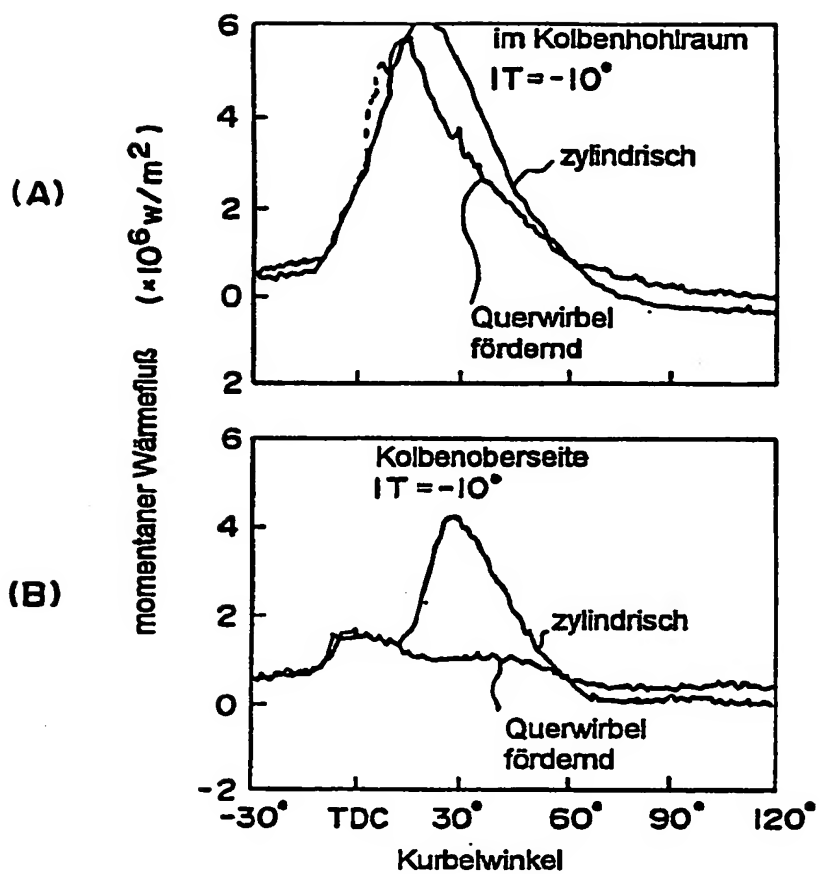


FIG. 17

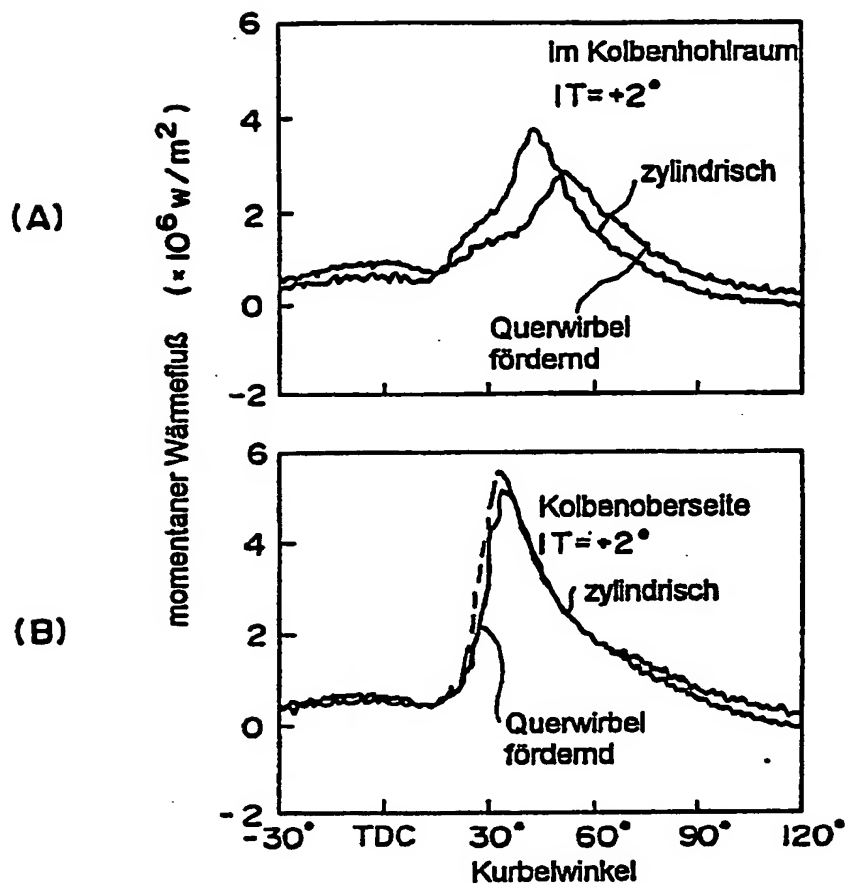


FIG. 18

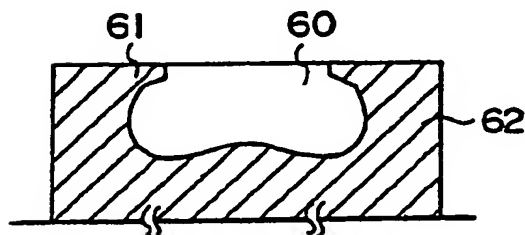


FIG. 19

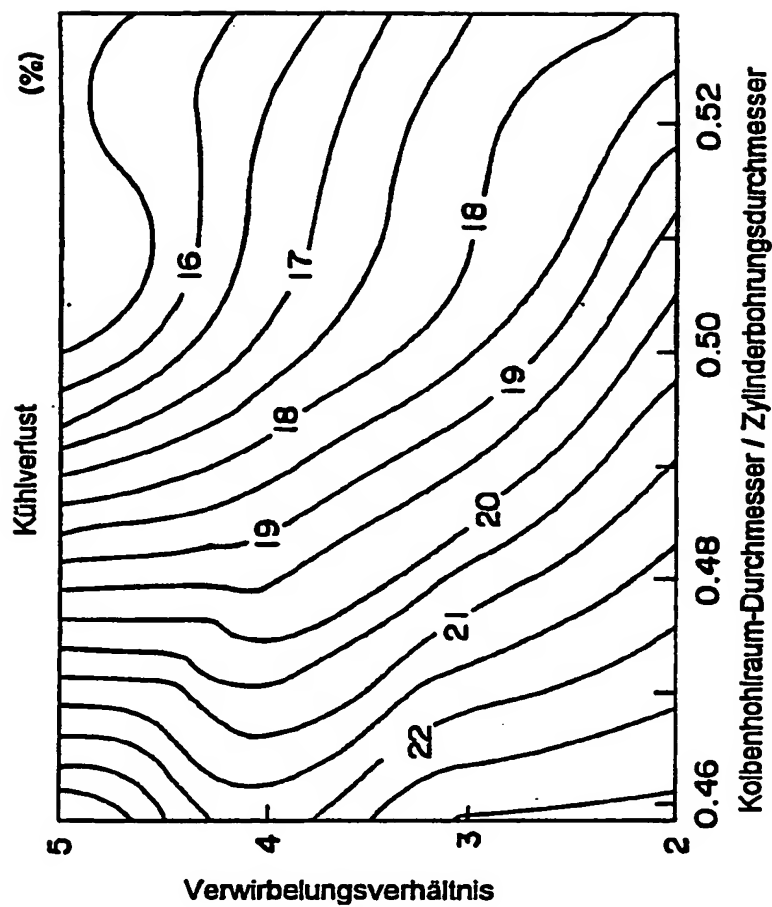


FIG. 20

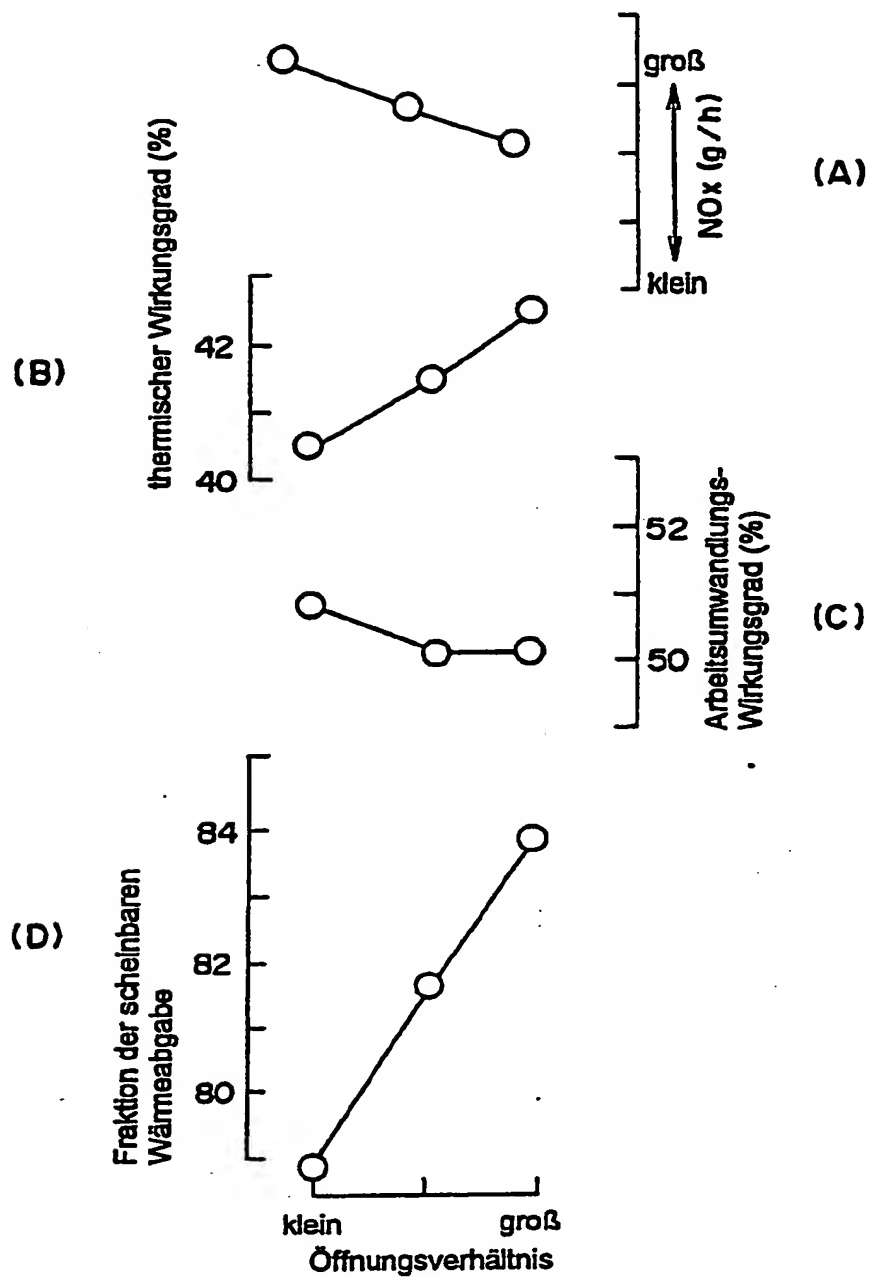


FIG. 21

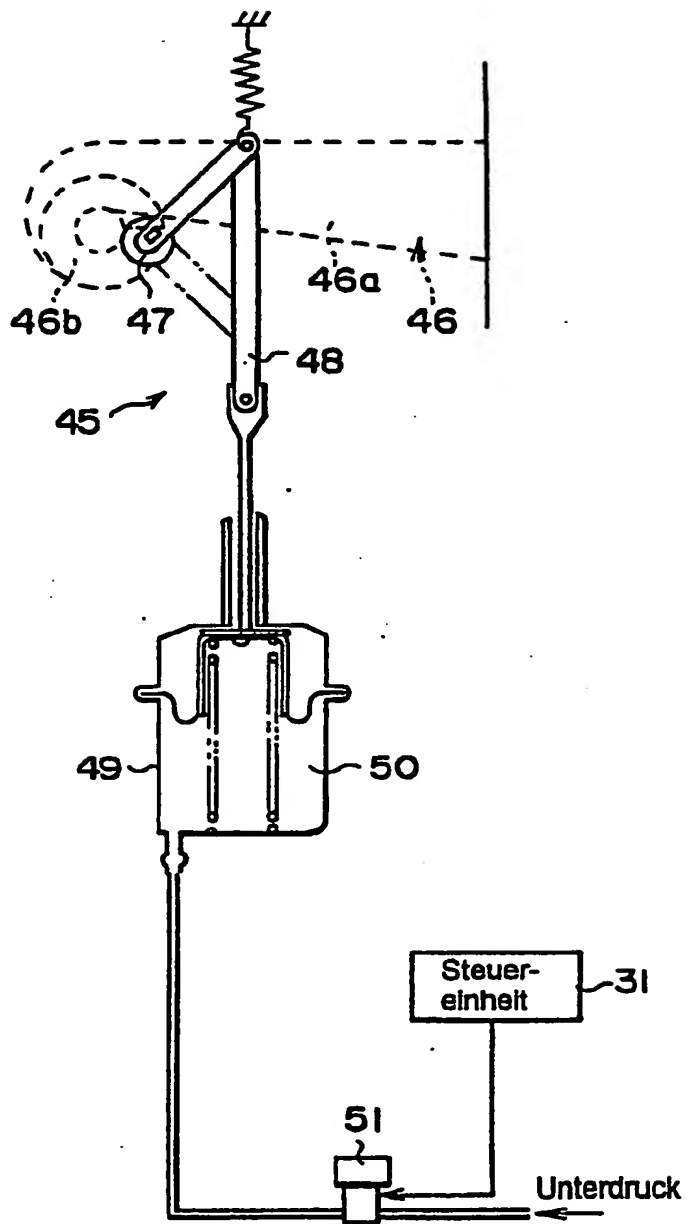


FIG. 22

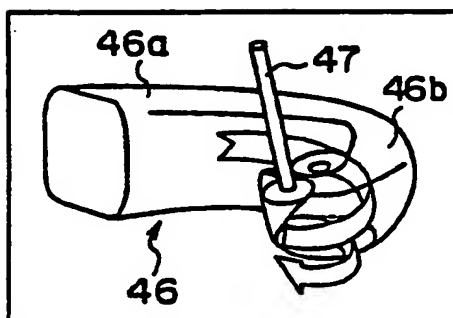


FIG. 23

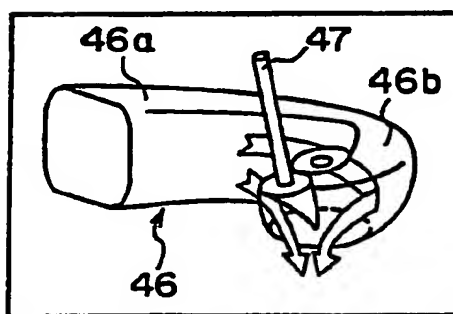


FIG. 24

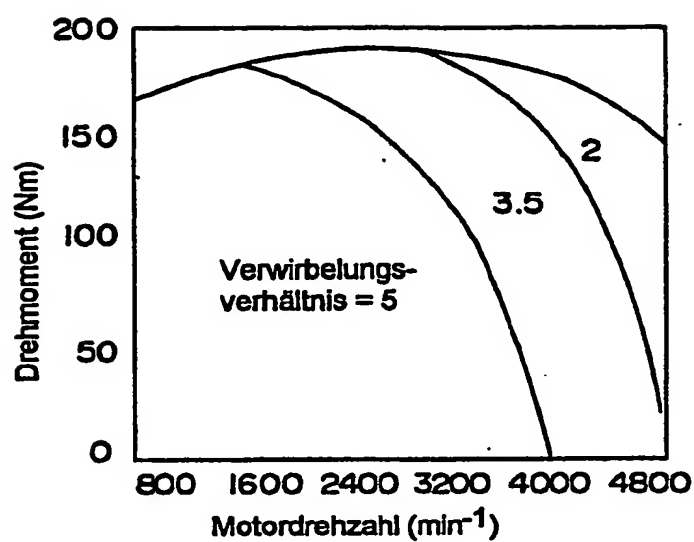


FIG. 25

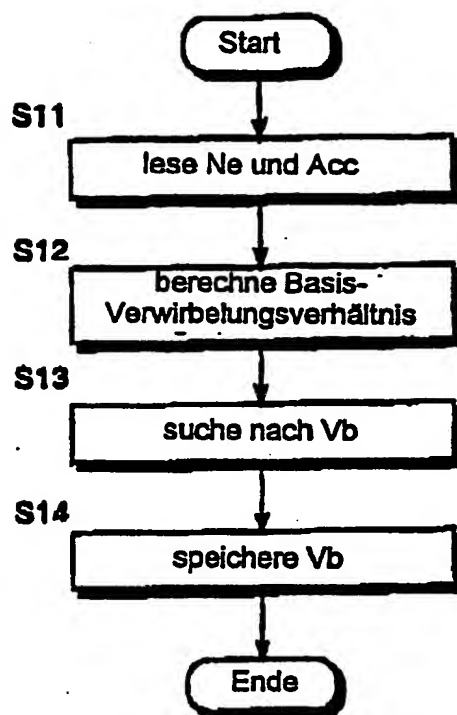


FIG. 26